

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-301414

(P2002-301414A)

(43) 公開日 平成14年10月15日 (2002. 10. 15)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームト* (参考)
B 0 5 C 5/00	1 0 1	B 0 5 C 5/00	1 0 1 2 C 0 5 7
11/10		11/10	4 D 0 7 5
B 0 5 D 1/26		B 0 5 D 1/26	Z 4 F 0 4 1
3/00		3/00	D 4 F 0 4 2
B 4 1 J 2/045		B 4 1 J 3/04	1 0 3 A

審査請求 未請求 請求項の数21 O L (全 19 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-110945(P2001-110945)

(22) 出願日 平成13年4月10日 (2001. 4. 10)

(71) 出願人 000005821

松下電器産業株式会社

大阪府門真市大字門真1006番地

(72) 発明者 丸山 照雄

大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器
産業株式会社内

(74) 代理人 100097445

弁理士 岩橋 文雄 (外2名)

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体吐出方法及び流体吐出装置

(57) 【要約】

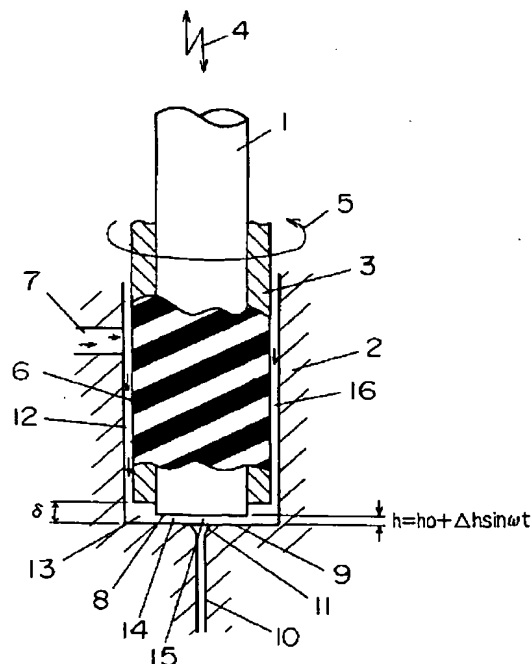
【課題】 電子部品、家電製品などの分野における生産工程において、接着剤、クリーンハンダ、蛍光体、グリース、ペイント、ホットメルト、薬品、食品などの各種液体を、間欠、連続を問わず高速かつ高精度に定量吐出・供給する。

【解決手段】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面間に流体を供給する流体補給手段を有し、かつ前記相対移動面の隙間の変動分の振幅を Δh (mm)、前記隙間の大きさの中心値を h_0 (mm)、流体の粘度を μ (kgsec/mm²)、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_0 (mm)、前記吐出口開口部の平均半径を r_i (mm)、前記相対移動面の外周部と前記吐出口間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)としたとき、

【式1】

$$Q_s = \frac{1}{R_n + R_p} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right)$$

上式で表現される1ドット当たりの吐出量 Q_s (mm³)を、上記振幅 Δh の選択で管理する流体吐出方法。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置を用いた流体吐出方法において、前記相対移動面の隙間の変動分の振幅を Δh (mm)、前記隙間の大きさの中心値を h_0 (mm)、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_0 (mm)、前記吐出口開口部の平均半径を r_i (mm)、流体の粘性係数を μ (kgsec/mm²)、前記相対移動面の外周部と前記吐出口開口部間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)としたとき、

【式1】

$$Q_s = \frac{1}{R_n + R_p} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right)$$

*

$$Q_{sm} = \frac{n}{R_n + R_p} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right)$$

として、上式で概略表現される平均吐出流量 Q_{sm} (mm³/sec)を、上記振幅 Δh 及び又は単位時間当たりの塗布回数 n の選択で管理したことを特徴とする流体吐出方法。

【請求項3】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置において、前記流体補給手段が供給できる最大吐出量を Q_{gmax} (mm³/sec)、前記相対移動する2面によって吐出される1ドット当りの塗布量を Q_s (mm³)、単位時間当たりの塗布回数を n (1/sec)、塗布行程の1サイクルの周期を T_s (sec)、前記相対移動面の隙間が増大した位置にある時の時間を T_q (sec)、 $\phi = T_q/T_s$ としたとき、

【式3】

$$Q_{gmax} > \frac{0.2n}{\phi} Q_s$$

となるように構成されていることを特徴とする流体吐出装置。

【請求項4】

【式4】

$$Q_{gmax} > \frac{1}{\phi} \cdot \frac{n}{(R_n + R_p)} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{6\mu r_0^2 \Delta h}{h_0^3} \right)$$

※40 【式5】

となるように構成されていることを特徴とする請求項3記載の流体吐出装置。

【請求項6】 流体補給手段はねじ溝ポンプであることを特徴とする請求項3記載の流体吐出装置。

【請求項7】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より

*として、上式で概略表現される1ドット当たりの吐出量 Q_s (mm³)を、上記振幅 Δh の選択で管理したことを特徴とする流体吐出方法。

【請求項2】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置を用いた流体吐出方法において、前記相対移動面の隙間の変動分の振幅を Δh (mm)、前記隙間の大きさの中心値を h_0 (mm)、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_0 (mm)、前記吐出口開口部の平均半径を r_i (mm)、流体の粘性係数を μ (kgsec/mm²)、前記相対移動面の外周部と前記吐出口開口部間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)、単位時間当たりの塗布回数を n (1/sec)としたとき、

【式2】

$$Q_{gmax} > \frac{n}{\phi} Q_s$$

となるように構成されていることを特徴とする請求項3記載流体吐出装置。

【請求項5】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置を用いた流体吐出方法において、前記相対移動面の隙間の変動分の振幅を Δh (mm)、前記隙間の大きさの中心値を h_0 (mm)、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_0 (mm)、前記吐出口開口部の平均半径を r_i (mm)、流体の粘性係数を μ (kgsec/mm²)、前記相対移動面の外周部と前記吐出口開口部間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)、単位時間当たりの塗布回数を n (1/sec)、前記流体補給手段が供給できる最大吐出量を Q_{gmax} (mm³/sec)、塗布行程の1サイクルの周期を T_s (sec)、前記相対移動面の隙間が増大した位置にある時の時間を T_q (sec)、 $\phi = T_q/T_s$ としたとき、

構成される流体吐出装置において、前記相対移動面の外周部と前記吐出口開口部間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)としたとき、 $R_p/R_n > 0.5$ となるように構成されていることを特徴とする流体吐出装置。

【請求項8】 $R_p/R_n > 2$ となるように構成されていることを特徴とする請求項6記載の流体吐出装置。

【請求項 9】 $R_p/R_n > 5$ となるように構成されていることを特徴とする請求項 7 記載の流体吐出装置。

【請求項 10】 狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する 2 面と、この 2 面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置において、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_o (mm)、前記吐出口開口部の平均半径を r_i (mm) としたとき、 $0.1 < r_i/r_o < 0.3$ となるように構成されていることを特徴とする流体吐出装置。

【請求項 11】 $r_i/r_o \approx 0.2$ となるように構成されていることを特徴とする請求項 9 記載の流体吐出装置。

【請求項 12】 狭い隙間を保つ 2 面を隙間方向に相対移動させる手段は、電磁歪素子であることを特徴とする請求項 1 あるいは 2 記載の流体吐出方法。

【請求項 13】 相対移動面における吐出口近傍の局所的な圧力の上昇を利用して、流体を吐出させることを特徴とする請求項 1 あるいは 2 記載の流体吐出装置。

【請求項 14】 吐出口近傍の相対移動面に、他の部分と比べて 2 面間の隙間が小さくなるように、突出部を形成したことを特徴とする請求項 6 あるいは 9 記載の流体吐出装置。

【請求項 15】 前記突出部とその対向面以外の流路に、変動圧力を平滑化する手段を設けたことを特徴とする請求項 6 あるいは 9 記載の流体吐出装置。

【請求項 16】 塗布対象面と吐出ノズルを相対的に移動させながら塗布する塗布プロセスにおいて、ピストン隙間の変位入力信号 h に対して、位相が概略 $\Delta\theta = \pi/2$ 進んで塗布されることを考慮して、塗布対象面と吐出ノズルの相対位置と前記変位入力信号 h のタイミングを合わせることとを特徴とする請求項 1 あるいは 2 記載の流体吐出方法。

【請求項 17】 軸を収納するスリーブと、前記軸及び前記スリーブを収納するハウジングと、前記スリーブを前記ハウジングに対して相対的に回転させる手段と、前記軸を前記ハウジングに対して軸方向相対変位を与える軸方向駆動手段と、前記スリーブと前記ハウジングで形成されるポンプ室と、このポンプ室に流体を供給する流体補給手段と、このポンプ室と外部を連絡する流体の吸入口及び吐出口と、前記ポンプ室内に流入された前記流体を前記軸方向駆動手段によって前記吐出口側へ圧送する手段から構成される請求項 7 あるいは 10 記載の流体吐出装置。

【請求項 18】 軸を収納するスリーブと、前記軸及び前記スリーブを収納するハウジングと、前記軸を前記ハウジングに対して相対的に回転させる手段と、前記スリーブを前記ハウジングに対して軸方向相対変位を与える軸方向駆動手段と、前記スリーブと前記ハウジングで形成されるポンプ室と、このポンプ室に流体を供給する流体補給手段と、このポンプ室と外部を連絡する流体の吸入口及び吐出口と、前記ポンプ室内に流入された前記流

体を前記軸方向駆動手段によって前記吐出口側へ圧送する手段から構成される請求項 7 あるいは 10 記載の流体吐出装置。

【請求項 19】 軸を収納するスリーブと、前記軸及び前記スリーブを収納するハウジングと、前記スリーブを前記ハウジングに対して相対的に回転させる手段と、前記軸を前記ハウジングに対して軸方向相対変位を与える軸方向駆動手段と、前記スリーブと前記ハウジングで形成されるポンプ室と、このポンプ室に流体を供給する流体補給手段と、このポンプ室と外部を連絡する流体の吸入口及び吐出口と、前記ポンプ室内に流入された前記流体を前記軸方向駆動手段によって前記吐出口側へ圧送する手段から構成される流体供給装置において、前記軸方向駆動手段が停止状態のとき、前記吐出口からの流体の吐出が遮断されるように前記スリーブと前記ハウジング間に動圧シールが形成されていることを特徴とする流体吐出装置。

【請求項 20】 軸を収納するスリーブと、前記軸及び前記スリーブを収納するハウジングと、前記軸を前記ハウジングに対して相対的に回転させる手段と、前記スリーブを前記ハウジングに対して軸方向相対変位を与える軸方向駆動手段と、前記スリーブと前記ハウジングで形成されるポンプ室と、このポンプ室に流体を供給する流体補給手段と、このポンプ室と外部を連絡する流体の吸入口及び吐出口と、前記ポンプ室内に流入された前記流体を前記軸方向駆動手段によって前記吐出口側へ圧送する手段から構成される流体供給装置において、前記軸方向駆動手段が停止状態のとき、前記吐出口からの流体の吐出が遮断されるように前記軸と前記ハウジング間に動圧シールが形成されていることを特徴とする流体吐出装置。

【請求項 21】 前記動圧シールの流量が 0 のときのシール圧力を P_s 、前記流体補給手段による圧力を P_{s0} としたとき、 $P_s > P_{s0}$ としたことを特徴とする請求項 19 あるいは 20 記載の流体吐出装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、情報・精密機器、工作機械、FA などの分野、あるいは半導体、液晶、ディスプレイ、表面実装などの様々な生産行程で必要とされる微小流量の流体吐出方法および流体吐出装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 機械加工における加工精度はミクロンからサブミクロンのオーダーに入りつつある。半導体・電子部品の分野では、サブミクロン加工は普通であるが、メカトロニクスと共に進歩している機械加工の分野でも、超精密加工に対する需要が急増している。近年、超精密加工技術の導入と共に、超磁歪素子、圧電素子で代表される電磁歪素子がマイクロ・アクチュエータとして

適用されるようになっていく。

【0003】この電磁歪素子を流体圧力の発生源として利用することにより、微量の液滴を高速で噴射させる噴射装置が様々な分野で用いられている。

【0004】図21は、インクジェット記録装置におけるヘッド部の従来例（特開平11-10866号）を示すもので、401は基台、402は振動板、403は積層型圧電素子、404はインク室、405は共通インク室、406はインク流路、407はノズルプレート、408は吐出ノズルである。

【0005】圧力印加手段である圧電素子403に電圧を加えると、圧電素子403は振動板402を厚み方向に変形させ、インク室404の容積が減少する。

【0006】流体が圧縮されてインク室の圧力が上昇するため、流体の一部はインク通路を通過して共通インク室405側に逆流するが、残り分はノズル408から大気に放出される。

【0007】超磁歪素子を用いて、任意の1個の液滴を噴射する方法が、たとえば特開2000-167467号に開示されている。

【0008】図22において、502はガラスパイプ、ステンレスパイプ等の非磁性材質からなるシリンダである。このシリンダ502の端部に液体の貯留部503と微細な噴射口を有した噴射ノズル504が形成されている。

【0009】シリンダ502の内部には、棒状を成した超磁歪材料からなるアクチュエータ505が移動可能に収納されている。噴射ノズル504に向くアクチュエータ505の端部にピストン506が離接可能に設けられている。

【0010】アクチュエータ505の他端部と端部のストッパ507の間には、スプリング508を介在させてアクチュエータ505をスプリング508により前進するように付勢されている。また、シリンダ502の外周部のピストンに近い位置に、コイル509が巻成されている。

【0011】上記構成からなる噴射装置において、該コイル509に電流を瞬間的に流すことにより、前記超磁歪材料に瞬間磁界を作用させて超磁歪材料の軸端部に弾性波による瞬時の過渡的変位を発生させる。その作用により、シリンダ内に充填した液体を微小な1個の液滴としてノズルから噴射できる、としている。

【0012】従来、液体吐出装置として、図23に示す様なエアバルス方式によるディスペンサーが広く用いられており、例えば「自動化技術 93、25巻7号」等にその技術が紹介されている。

【0013】この方式によるディスペンサーは、定圧源から供給される定量の空気を容器600（シリンダ）の内部601にパルス的に印加させ、シリンダ600内の圧力の上昇分に対応する一定量の液体をノズル602か

ら吐出させるものである。

【0014】近年益々高精度化、超微細化していく回路形成の分野、あるいはPDP、CRTなどの映像管の電極トリブ、蛍光面形成、液晶、光ディスクなどの製造行程の分野において、微細塗布すべき流体のほとんどは高粘度の粉流体である。

【0015】この微細な微粒子を含む粉流体を、高速・高精度で、流路の目詰まりなく、高い信頼性のもとで、対象の基板上にいかにして塗布できるかが最大の課題である。

【0016】たとえばPDP、CRTなどの映像管の蛍光体塗布の場合、微粒子の粒径は通常7～9 μ mであり、その比重量は4.0～5.0kg/m³程度である。

【0017】

【発明が解決しようとする課題】この蛍光体を、従来から回路実装などの分野で用いられるエアノズル式のディスペンサーを用いて、映像管に塗布する試みが従来からなされている。エアノズル式の場合、高粘度流体を高速で連続塗布させるのは困難なため、微粒子は低粘度の流体で希釈して塗布される。しかしこの場合、粒子単体の重さゆえに、流体の流動が止まると微粒子はたちまち流路内部で堆積してしまうという問題点があった。

【0018】また、前述した圧電材料、超磁歪材料を駆動源とする吐出装置は、元来低粘度で粉体を含まない流体の塗布を対象としており、高粘度流体・粉流体の塗布プロセスに係る上記課題に 대응することは困難であった。

【0019】微小流量塗布に係る近年の様々な要求に 대응するために、本発明者は、ピストンとシリンダの間に相対的な直線運動と回転運動を与えると共に、回転運動により流体の輸送手段を与え、直線運動を用いて固定側と回転側の相対的なギャップを変化させ、吐出量を制御する塗布方法を提案し、「流体供給装置及び流体供給方法」として出願中（特願2000-188899号）である。

【0020】本発明は上記提案を間欠塗布に限定して厳密な理論解析を行ない、その結果を基にポンプ性能を向上させる具体的な構成条件を見出すと共に、さらなる構造の簡素化を図る方法を提供するものである。

【0021】

【課題を解決するための手段】本発明の流体吐出方法は、狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面と、この2面間に流体を供給する流体補給手段と、前記相対移動面のいずれかに設けられた吐出口より構成される流体吐出装置を用いた流体吐出方法において、前記相対移動面の隙間の変動分の振幅を Δh (mm)、前記隙間の大きさの中心値を h_0 (mm)、前記相対移動面の外周部の平均半径を r_0 (mm)、前記吐出開口部の平均半径を r_1 (mm)、流体の粘性係数を μ (kgsec/mm²)、前記相対移動面の外周部と前記吐出開口部間の流体抵抗を R_p (kgsec/mm²)、前記吐出口の流体抵抗を R_n (kgsec/mm²)としたとき、

10

20

30

40

50

【0022】

【式5】

$$Q_s = \frac{1}{R_n + R_p} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right)$$

【0023】として、上式で概略表現される1ドット当たりの吐出量 $Q_s(\text{mm}^3)$ を、上記振幅 Δh の選択で管理できる。

【0024】

【発明の実施の形態】図1は本発明の第1の実施例を示すモデル図である。1はピストンであり、ハウジング2に対して軸方向に移動可能に収納されている。3はピストン1の外周部を収納するスリーブであり、固定側であるハウジング2に対して回転方向に移動可能に収納されている。

【0025】ピストン1は軸方向駆動手段（矢印4）により、またスリーブ3は回転伝達手段（矢印5）により駆動される。6はスリーブ3とハウジング2の相対移動面に形成されたねじ溝（黒く塗りつぶした部分）、7は流体の吸入口である。8はピストン1の端面、9はその固定側対向面、10は固定側対向面9の中央部に形成された吐出ノズル、11は固定側対向面9に形成された吐出ノズル10の開口部である。ピストン端面8と固定側対向面9が隙間方向に相対移動する2面となる。

【0026】12はスリーブ3とハウジング2の間に供給された塗布流体である。13はねじ溝3の下端部とハウジング2の間に形成されたポンプ室端部（ピストン外周部）であり、このポンプ室端部13内には流体補給手*

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dr} \right) = \frac{dh}{dt}$$

【0032】(1)式において、 P は圧力、 μ は流体の粘性係数、 h は対向面間の隙間、 r は半径方向位置、 t は時間である。また右辺が、隙間が変化するとき発生するスクイズアクション効果をもたらす項である。図2に、スクイズポンプ部の寸法関係を示す。

【0033】

【式8】

$$P = A + BQ$$

【0036】但し、

【0037】

【式10】

$$A = P_0 - \frac{3\mu\dot{h}}{h^3} \left\{ (r_0^2 - r) + 2r_i^2 \ln \frac{r}{r_0} \right\}$$

$$B = \frac{6\mu}{h^3\pi} \ln \frac{r}{r_0}$$

*段であるねじ溝ポンプにより常時流体が供給される。

【0027】軸方向駆動手段4（具体構造は図示せず）は、ピストン1とハウジング2の間に設けられており、両部材1、2間の軸方向相対位置に変化を与える。この軸方向駆動手段4によって、ピストン端面8とその対向面9間の隙間 h を変化させることができる。

【0028】隙間 h を周波数 $f (= \omega/2\pi)$ で変化させると、 h の平均値をたとえば数十ミクロンのオーダーに設定した場合、粘性流体のスクイズ効果によって、ピストン端面8とその対向面9間の間隙部に正圧と負圧が交互に発生する。この間隙部をスクイズポンプ部14、またねじ溝とハウジング2で形成される間隙部をポンプ室16と呼ぶことにする。ピストン端面8の中央部で、15に位置する部分を吐出ノズル10の上流側とする。本発明は、このスクイズ効果を利用することにより、流体を高速で間欠塗布させることができるという着想に基づくものである。

【0029】[1] 理論解析

(1) 基礎式の導出

さて本発明の原理と効果を明らかにするために、スクイズポンプ（仮称）の基礎式を導出する。

【0030】対向して配置された平面間の狭い隙間に粘性流体が介在し、かつその隙間の間隔が時間と共に変化する場合は流体圧力は、スクイズ作用（Squeeze action）の項を持つ次の極座標におけるReynolds方程式を解くことにより得られる。

【0031】

【式7】

(1)

※

$$\dot{h} = dh/dt$$

【0034】として、(1)式の両辺を2度積分する。圧力と流量の境界条件から未定定数 C_1 、 C_2 を求める。詳細な手順は省略するが、半径方向位置 r の圧力は、

【0035】

【式9】

(2)

【0038】吐出ノズルの開口部： $r=r_i$ （図1の15）において、 $P_i=A+BQ_i$ とする。吐出ノズルの流体抵抗を R_n すれば、吐出ノズルを通過する流量は $Q_n=P_i/R_n$ である。流れの連続性から $Q_i=Q_n$ であり、吐出ノズルの開口部の圧力 P_i が次のように求まる。

【0039】

【式11】

$$P_i = \frac{AR_n}{R_n - B} \quad (3)$$

$$= \frac{R_n}{R_n + R_p} \left[P_0 - \frac{3\mu\dot{h}}{h^3} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \right]$$

【0040】吐出ノズルのノズル半径をsr、ノズル長さ * 【0041】
をslとおくと、吐出ノズル抵抗は * 【式12】

$$R_n = \frac{8\mu sl}{\pi sr^4} \quad (4)$$

【0042】また、Rpは吐出ノズルの開口部（図1の1 * 【0043】
5）とピストン外周部（図1のポンプ室端部13）の間 * 【式13】
の流体抵抗である。 ※

$$R_p = \frac{6\mu}{h^3\pi} \ln \frac{r_0}{r_i} \quad (5)$$

【0044】ピストン端面とその対向面の隙間を、h=h₀ ★ 【0045】
+Δhsinωtで振動させる。h₀ ≫ Δhとすれば、圧力の変 * 【式14】
動成分は、 ★

$$\Delta P_i = \frac{-R_n}{R_n + R_p} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \left(\frac{3\mu\Delta h\omega \cos \omega t}{h_0^3} \right) \quad (6)$$

【0046】この圧力変動による流量は(6)式を用い
て、ΔQi=Δpi/Rnである。理論的には
【0047】
【式15】

$$\dot{h} < 0$$

☆ 【0048】のときに流体は吐出するが、実際の圧力は
0気圧以下にはならないことを考慮すると、1周期（0 ≤
θ ≤ 2π）における吐出区間はπ/2 ≤ θ ≤ 3π/2である。
したがって、1ドット当たりの総吐出量Qsは

【0049】

☆ 【式16】

$$Q_s = \int_{\pi/2}^{3\pi/2} \Delta Q d(\omega t) \quad (7)$$

$$= \frac{1}{R_n + R_p} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right) \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\}$$

【0050】（2）解析結果

図3及び図4に、下記表1の条件下で求めた時間に対す
る吐出ノズルの開口部（図1の15）の圧力特性と、吐
出ノズルの流量特性を示す。

【0051】吐出ノズル上流側圧力は高圧の正圧と負圧
を交互に繰り返す急峻な圧力波形となる。この圧力は、
前述したように、流体軸受の動圧効果の一種であるスク
イーズアクション作用によるものである。厳密な数値解
析の結果では、実施例の条件下では、吐出ノズル上流側
15とポンプ室端部13間で、P=100~200Kq/cm²の極めて
大きな圧力が発生する。但し実際には、気泡の発生
などにより負圧は0気圧(Pi=-0.01Kq/mm²)以下にはなら
ないため、吐出ノズル内にある流体の逆流分は僅少であ
る。この圧力波形により、切れ味のよい、粒径の均一な
間欠塗布が実現できる。

【0052】通常、吐出ヘッドと基板を相対的に移動さ
せながら、基板上に流体塊を連打する場合。本ディス 50

ベンサーでは、塗布開始の直前に負圧となり、その直後
急峻な正圧が発生し、再び負圧となる。この負圧の発生
により、吐出ノズル先端の流体は再びノズル内部へ吸引
され、基板上の流体と分離する。

【0053】すなわち、負圧→急峻な正圧→負圧のサイ
クルにより、極めて切れ味のよい間欠塗布が実現できる
のである。

【0054】

【表1】

パラメータ	記号	設定値
流体の粘性係数	μ	$9.0 \times 10^{-7} \text{ kgsec/mm}^2$
供給源圧力	P_s0	0.2 kg/mm^2
ピストン半径	r_0	3.0mm
	r_i	1.5mm
振動の中心位置	h_0	15 μm
振動振幅	Δh	5 μm
振動周期	T_s	0.01sec
ノズル内径	sr	0.18mm
ノズル長さ	sl	6.5mm

【0055】[2]本ディスペンサーの特徴

(1) 吐出量精度と粘度、塗布時間の関係

①粘度依存性

上記(7)式において、流体抵抗 R_n 、 R_p は粘度 μ に比例するために、(7)式の分母・分子の粘度 μ はキャンセルされる。したがって、本ディスペンサーの吐出量は粘度に依存しない。通常、流体の粘度は温度に対して対数的に大きく変化する。その温度変化に対して鈍感であるという点は、塗布システムを構成する上で極めて有利な特徴となる。

※

$$Q_s = \frac{\pi \Delta h}{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \quad (8)$$

【0060】(8)式から総吐出量 Q_s は、ピストン端面間のギャップ h_0 （振動の中心位置）、吐出ノズル抵抗 R_n にも依存せず、ピストンの振幅 Δh のみで決まることになる。

※

$$Q_s = \frac{3\pi sr^4 \Delta h}{4slh_0^3} \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \quad (9)$$

【0063】この場合は、総吐出量 Q_s は、ピストン端面間のギャップ h_0 と、吐出ノズル抵抗 R_n の影響を大きく受けてしまうことが分かる。

【0064】②吐出ノズル抵抗の変化の影響を受けにくい条件

★

パラメータ	h_0	R_p	R_p/R_n	総吐出量の変動率 ($\Delta Q_s/Q_s0$) $\times 100$
a	10 μm	1.19 kgsec/mm ⁵	132	0.5%
b	20	0.14	15.6	3.4
c	30	4.41×10^{-2}	4.56	9.0
d	40	1.86×10^{-2}	2.07	21
e	50	9.53×10^{-3}	1.06	33
f	60	5.52×10^{-3}	0.61	43
g	70	3.47×10^{-3}	0.39	50

【0066】 R_p は、ピストン端面間のギャップ h_0 （5式を $h=h_0$ とおく）を変化させて設定した。

【0067】図6を用いて、吐出ノズル抵抗が $R_n=0.012$ から 0.006 kgsec/mm^2 まで変化した場合について総吐出量の変動量 ΔQ_s を求めた。さらに変動率： $\xi=(\Delta Q_s/Q_s0) \times 100$ を求める。但し Q_s0 は $R_n=0.009 \text{ kgsec/cm}^2$ のときの値である。吐出ノズル抵抗 R_n が1/2に低減するとい

*【0056】②塗布時間依存性

図4は、ドット打ちの周期が異なる場合の吐出流量特性を比較したものである。周期 $T_s=0.01$ 秒と $T_s=0.02$ 秒の比較から、本ディスペンサーの総吐出量 Q_s は塗布時間に依存しないことがわかる。この理由は、スクイーズ発生圧力がピストンの速度に比例するからで、たとえば塗布時間が短くなれば発生圧力と流量も増加し、その流量の時間積分値は不変となるからである。

【0057】(2) 吐出量精度をさらに向上させる方法について

①等価電気回路モデル

(6)式で表現されるスクイーズポンプの圧力と負荷抵抗の関係を、等価電気回路モデルで表すと、図5ようになる。

【0058】すなわち、 ΔP_s を圧力源として、内部抵抗 R_p と外部抵抗 R_n がシリーズに連結された形となる。ここで、 $R_p \gg R_n$ となるように設定できたとすれば、(7)式は

【0059】
【式17】

※【0061】逆に、 $R_p \ll R_n$ となるように設定したとすれば、(7)式は

【0062】

【式18】

★図6は、スクイーズポンプの内部抵抗： R_p をパラメータとして、1ドット当りの総吐出量と吐出ノズル抵抗の関係（下記表2のa～e）を求めたものである。

【0065】

【表2】

うことは、(4)式から吐出ノズル抵抗はノズル内径の4乗に逆比例するため、ノズル内径が2割増大したやや極端な場合に相当する。

【0068】たとえばパラメータeのときは、ピストンの振動の中心値 $h_0=50 \mu\text{m}$ の場合である。このときは、スクイーズポンプの内部抵抗： R_p と吐出ノズル抵抗： R_n は同オーダー（ $R_p/R_n=1.06$ ）となり、総吐出量の変動

率： $\xi=33\%$ である。

【0069】パラメータaのときは、 $R_p/R_n=132$ の場合であり、変動率は僅少となり、 $\xi=0.5\%$ である。

【0070】③ R_p/R_n の設定について

図7は下記表3の条件下で、ほぼ同一流量で塗布したときの、1ドット当りの総吐出量と吐出ノズル抵抗の関係を比較したものである。

【0071】条件(イ)で塗布したときの、条件(ロ)に対する優位性は明らかである。条件(イ)の場合、吐出ノズル抵抗が変化しても、吐出量はほとんどその影響を受けず、一定値を保つことが分かる。

【0072】

【表3】

条件	振動の中心値 h_0	ピストンの振幅 Δh	R_p/R_n
イ	10 μm	2.5 μm	132
ロ	50	5.0	1.06

【0073】図8は、総吐出量の変動率： ξ と内部抵抗とノズル抵抗の比： R_p/R_n の関係を、表2を用いて整理したものである。 $R_p/R_n \approx 5$ の近傍で変動率： ξ が大幅に低下する変曲点があるため、パラメータa～eのみを記す。

【0074】さて本ディスペンサーを用いて、様々な条件下で実証実験を行なった。

【0075】通常のプロセスでは、吐出ノズル抵抗が1/2倍に低減(ノズル内径が2割増加)するケースは少なく、吐出ノズル抵抗はせいぜい2割程度の低減(ノズル内径が約5%増加)見込めば十分であった。したがって、総吐出量の変動量 ΔQ_s は小さくなり、 $\Delta Q_s \rightarrow \Delta Q_s \times$ 30
($0.009 \times 1.2 - 0.009$)/ $0.006 = \Delta Q_s \times 0.3$ となる。この場合、表2及び図8の総吐出量の変動率： ξ の数値を0.3倍して評価すればよい。ノズル内径が約5%増加することとは、エアー式の場合、後述する10式により変動率： $\xi=21\%$ である。

【0076】要約すれば、実用的には $R_p/R_n > 0.5$ に設定すれば、総吐出量の十分に高い精度を保つことができた。

【0077】さらに、 $R_p/R_n > 2$ に設定すると、吐出ノズル抵抗の変化に対して、総吐出量の変動率： ξ を一層 40
小さく抑ええられることもわかった。

【0078】変曲点以下： $R_p/R_n > 5$ になれば、ほとんど理想的なディスペンサーが実現できる。

【0079】④従来インクジェット方式との違いについて

*

$$Q_s = \frac{P_s 0\pi \cdot sr^4 \Delta t}{8\mu \cdot sl}$$

(10)

【0090】(10)式において、 $P_s 0$ は供給源圧力、 sr は吐出ノズルのノズル半径、 sl はノズル長さ、 Δt は塗

50

*従来のインクジェット方式(図21)は、積層型の圧電素子403をアクチュエータとして、振動板402を變形させてインク室404の容積を減少させることにより、流体を吐出する作用を与えるものであった。

【0080】スクイーズ効果を用いて、大きな正圧を発生させる本発明との違いは明らかであり、たとえば図21において、インク室404内では、吐出ノズル408以外に流体抵抗に相当するものが無く、本発明の内部抵抗に相当する部分： $R_p \approx 0$ (すなわち $R_p/R_n \approx 0$)である。

【0081】上記理論解析の結果から、従来のディスペンサーにはない様々な特徴が明らかとなった。要約すれば、

①1ドット当たりの総吐出量 Q_s は、ピストンの振動振幅 Δh に比例する。

【0082】②総吐出量 Q_s は塗布流体の粘度、塗布時間の影響を受けない。

【0083】③総吐出量 Q_s が吐出ノズル抵抗、ピストン端面間ギャップ(振動中心絶対位置 h_0)の影響を受けない設定も可能である。

【0084】1ドット当たりの総吐出量 Q_s が、温度に依存して大きく変化する流体粘度の影響を受けず、変位センサーの振動振幅の出力値のみで管理できるという点は、本ディスペンサーの従来方式にない特徴である。

【0085】また総吐出量 Q_s が吐出ノズル抵抗の影響を受けない設定ができるという点は、スクイーズ効果を利用した本塗布方式によるディスペンサーが、「定容量型のポンプ特性」を持つがゆえに得られる特徴である。そして、「定容量型」にできる理由は、本ディスペンサーが流路内に、狭い隙間を保って隙間方向に相対移動する2面(スクイーズポンプ部分14)を有し、この部分が圧力の発生源になると同時に、吐出ノズルに繋がる流路の大きな内部抵抗 R_p となるからである。

【0086】この大きな内部抵抗 R_p は、吸入側への逆流を防止する「逆止弁」の効果を兼ねている。

【0087】さて、吐出ノズルの抵抗 R_n は、ノズル先端と塗布面の間のギャップによって変化する。もし塗布面にうねりがあれば、吐出量が吐出ノズル抵抗 R_n の影響を受けやすいディスペンサー程、塗布量にばらつきが生じる。

【0088】ちなみに、従来のエアー式ディスペンサーの1ドット当たりの総吐出量 Q_s は次式から得られる。

【0089】

【式19】

布時間、 μ は塗布流体の粘性係数である。

【0091】(10)式と(8)式を比較すれば、本発

明からなるディスペンサーの優位性は明らかである。エアース式の場合、総吐出量 Q_s は供給源圧力 P_{s0} と粘度 μ の変動と塗布時間 Δt の影響を受ける。したがってエアース式の場合は、粘度を一定にするための厳密な温度管理と塗布時間 Δt の制御が必要である。

【0092】また、たとえば蛍光体をPDP、CRTなどの蛍光面に塗布する場合、微粉体が吐出ノズルを通過する際にノズル内面を磨耗させ、長時間使用後、ノズル内径を増大させる。ノズル抵抗はノズル内径の4乗に比*

$$Q_{sm} = \frac{n}{R_a + R_p} \left(\frac{6\mu\Delta h}{h_0^3} \right) \left\{ (r_0^2 - r_i^2) + 2r_i^2 \ln \frac{r_i}{r_0} \right\} \quad (11)$$

【0095】本ディスペンサーの流体の供給源側は、外部に放出される上記吐出量を補うべくスクイズポンプ側に流体を供給する必要がある。マクロ的にみれば本ディスペンサーの流路を通過する流体の流れは、吐出ノズル10に向かって一方である。もし供給源側からの流量が不足すれば、ピストン端面とその対向面間の空間（スクイズポンプ部14）に流体が充填できず、スクイズポンプは「空打ち」となるからである。

【0096】図9に、時間に対するピストン変位曲線の一例を示す。ピストンの軸方向駆動に電磁歪素子を用いた場合、その応答性の良さを活かして、図9で示すよう*

$$Q_{gmax} > \frac{1}{\phi} Q_{sm}$$

【0099】(12)式からデューティ比： ϕ が大きい程、ねじ溝ポンプの最大輸送量を Q_{gmax} は小さくできることがわかる。

【0100】但し実験の結果、必ずしも上記12式が成立しなくてもディスペンサーとしての機能は満足することができた。この場合、平均吐出流量 Q_{sm} あるいは1ドット当りの総吐出量 Q_s が、ピストンの振幅 Δh と単位時間当たりの塗布回数 n に比例するという線形関係は成立しなくなる。すなわち、振幅 Δh と塗布回数 n を変えながら、塗布量を調節するというデリケートな制御は困難になる。

【0101】しかし、塗布量が一定の固定された条件下での塗布プロセスならば、理想的な必要流量の2割程度に設定し、すなわち $Q_{gmax} > 0.2 \times Q_{sm} / \phi$ とすれば、実用的には満足のいく塗布ができた。

【0102】図9は、下記表4の条件下で求めたねじ溝ポンプの流量と圧力の関係を示すグラフである。

【0103】

【表4】

*例するため、従来のエアース式を用いた場合、僅かな内径の増大が吐出流量に多大な影響を与えてしまうなどの問題点があった。本発明のディスペンサーの適用により、この問題点は解消される。

【0093】(3)吐出量を安定化する条件についてさて本ディスペンサーを用いて、1秒あたり n 個のドットを対向面上に打つとすれば、平均吐出流量 Q_{sm} は

【0094】

【式20】

※なパルス波形による駆動ができる。ここでピストンが降下した位置にあるときの時間を T_p 、上昇した位置にあるときの時間を T_q とする。

【0097】1サイクルの周期を $T_s (=T_p + T_q)$ 、デューティ比： $\phi = T_q / T_s$ 、「流体補給手段」であるねじ溝ポンプの最大輸送量を Q_{gmax} とする。ねじ溝ポンプが供給できる平均流量は、 $Q_{gmax} \times \phi$ である。したがって、本ディスペンサーが「空打ち」することなく、理想的に機能する必要条件は、

【0098】

【式21】

(12)

パラメータ	記号	仕様
回転数	N	400 rpm
軸径	D	6 mm
溝深さ	hg	0.4 mm
隙間	deltaR	25.0 μ m
グループ幅	bg	2.0 mm
ポンプ長さ	B	15.5 mm
グループ角度	alfad	15 deg

【0104】ここで圧力とは、ねじ溝ポンプの下端部13の圧力 $P_2 (=P_0)$ と吸入口7近傍圧力 P_1 の差圧 $(=P_2 - P_1)$ として定義する。ねじ溝ポンプが最も大きな流量を輸送できるときは、差圧が最小のとき、すなわち、ピストン1が上昇し、ねじ溝3の下端部13の圧力が0気圧 $(P_2 = -0.01 \text{ kg/mm}^2)$ のときである。したがって、ポンプの最大輸送量 Q_{gmax} は、たとえば、図10のグラフにおいて $P = -0.01 \text{ kg/mm}^2$ のときの流量： $Q_{gmax} = 83 \text{ mm}^3/\text{sec}$ である。

【0105】なを本発明における流体補給手段としてのポンプの形態は、ねじ溝式に限らず他の方式のポンプも適用可能である。たとえば、スネイクポンプと呼ばれるモノ式、ギヤ式、ツインスクリュー式、シリンジ式ポンプなどが適用できる。あるいは、流体を高圧エアで加圧するだけのポンプでもよい。つまり、吐出流量が少なくてもよい場合は、流体をポンプ室へ供給する手段さ

えあれば、スリーブを回転させる手段も不要であり、またスリーブも省略してよい。

【0106】ポンプの最大輸送量 Q_{max} は通常は理論的に求められる場合が多いが、もしそれが困難な場合は、図10のグラフに相当する圧力・流量特性を実験的に求めてもよい。

【0107】(4) 吐出圧力と流量を最大化する条件以上の解析結果は、吐出口開口部の平均半径を一定($r_1=1.5mm$)として、求めたものであった。ここで、Reynolds方程式(1)から導出した1ドット当りの総吐出量 Q_s を求める基礎式(7)に再度立ち返り考察する。前述したように、スクイズポンプの圧力と負荷抵抗の関係を、等価電気回路モデル(図5)で表すと、 ΔP_i を圧力発生源として、内部抵抗 R_p と外部抵抗 R_n がシリーズに連結された形となった。すなわち、 $Q_i=\Delta P_i/(R_p+R_n)$ である。もし、吐出口開口部の平均半径 $r_1 \rightarrow 0$ とすれば、圧力発生源 ΔP_i も増大するが、内部抵抗 R_p もまた増大し流量を抑制する。すなわち、総吐出量 Q_i を最大にするピストンの最適な内外径の比： R_i/R_0 の存在が予想される。

【0108】図11は、表1の条件下で、吐出ノズルの内径 r_i をパラメータとして、 R_i/R_0 に対する吐出圧力 $|\Delta P_i|$ を求めたものである。 $R_i/R_0=0.2$ の近傍で吐出圧力の振幅： $|\Delta P_i|$ は最大値を持つことがわかる。

【0109】図12は、同様に吐出ノズルの内径 $d_i(=2 \times r_i)$ をパラメータとして、1ドット当りの総吐出量 Q_s を求めたものである。 $0.1 < R_i/R_0 \leq 0.2$ の範囲で、総吐出量 Q_s は最大値を持つが、吐出ノズルの内径が $d_i \geq 0.3mm$ になると、 Q_s の値はほとんど変わらなくなる。この理由は、吐出ノズル内径 d_i で決まる吐出ノズル抵抗 R_n が、内部抵抗 R_p と比べて十分に小さく、総吐出量の変動率： ϵ が僅少となるからである。 $d_i \leq 0.25$ となると、吐出抵抗の変動に対して高い流量精度を保つ条件： $R_p \geq R_n$ からずれてくるために、総吐出量 Q_s は大きく低下する。

【0110】しかしいずれの場合でも、 $0.1 < R_i/R_0 < 0.3$ の範囲で R_i と R_0 を設定すれば、十分に大きな流量を得ることができる。

【0111】(5) その他の補足説明

流体抵抗 R_p, R_n は通常よく知られた理論式(例えば式4、式5)から求められるが、形状が複雑ならば数値解析を用いるか、あるいは実験的に求めても良い。内径に対して絞り部分長さが短いオリフィスの場合は、線形抵抗の式(例えば式4)が成り立たなくなるが、この場合は動作点を中心に線形化して、見かけの流体抵抗とすればよい。

【0112】スクイズポンプを構成するピストンとその対向面の形状は、円形でなくてもよい。もし本発明を、たとえばインクジェットプリンタとして適用する場合は、ピストンは長方形の形状でもよい。この場合は、

等価な面積を持つ円の半径を平均半径とする。

【0113】微小流量を扱う本実施例のポンプでは、ピストンのストロークは、大きくとも数十ミクロンのオーダーでよく、超磁歪素子、圧電素子などの電磁歪素子を用いても、ストロークの限界は問題とならない。

【0114】また、高粘度流体を吐出させる場合、スクイズ作用によって大きな吐出圧の発生が予想される。この場合、ピストンを駆動する軸方向駆動手段には高い流体圧に抗する大きな推力が要求されるため、数百〜数千Nの力が容易に出せる電磁歪型アクチュエータの適用が好ましい。電磁歪素子は、数MHz以上の周波数応答性を持っているため、ピストンを高い応答性で直線運動させることができる。そのため、高粘度流体の吐出量を高いレスポンスで高精度に制御できる。

【0115】スクイズ効果による発生圧力と流量は、式6あるいは図2、図3のグラフからわかるように、ピストン端面とその対向面間隙間の変位入力： $h=h_0+\Delta h \sin \omega t$ に対して、位相が $\Delta \theta = \pi/2$ だけ進んだ波形となる。すなわち、ピストンが下降中($dh/dt < 0$)の区間で流体が吐出される。たとえば、塗布対象の基板をステージで移動させながら間欠塗布する場合、塗布個所に照準を合わせて高い位置精度で塗布するためには、ピストン隙間の変位入力信号 h に対して、位相が $\Delta \theta = \pi/2$ 進んで塗布されることを考慮して、ステージと変位入力信号 h のタイミングを合わせればよい。たとえば、ピストンが上昇中にステージを移動させ、停止後、ピストンを下降させて対象の基板に塗布すればよい。

【0116】ピストンを高い周波数で駆動させる程、間欠塗布は限りなく連続塗布に近づいていく。この場合、単位時間当たりの塗布回数を n (1/sec)としたとき、(11)式により、塗布回数 n を設定して平均吐出量 Q_{sm} を管理できる。

【0117】また、吐出側に時間遅れ要素として、小径で長いパイプを装着し、その先端に吐出ノズルを設けるような構成にすれば、擬似連続化はさらに低い周波数でも可能である(図示せず)。

【0118】実施例では、スリーブ3を回転自在、ピストン1を軸方向に移動可能に構成した。既提案(特願2000-18899号)のように、スリーブとピストンを一体化して、モータと超磁歪素子による回転運動と直線運動の複合アクチュエータ構造として、本発明を適用してもよい。本発明が開示した理論解析による知見は、上記既提案では言及していない内容である。

【0119】図13(イ)(ロ)は本発明の第2の実施例を示すもので、スリーブの吐出側端面とその対向面との間の相対移動面に動圧シールを形成することにより、間欠塗布が行なわれない状態、すなわちピストンが静止した状態では、吐出ノズルからの流体の流出を遮蔽する効果をもたせた例である。

【0120】図13(イ)において、51はピストン、5

10

20

30

40

50

2はハウジング、53はスリーブである。ピストン51は軸方向駆動手段(矢印54)により、またスリーブ53は回転伝達手段(矢印55)により駆動される点は、第1の実施例と同様である。56はねじ溝、57は流体の吸入口、58はピストン51の端面、59はその固定側対向面、60は吐出ノズル、61は吐出ノズル60の開口部、62は塗布流体、63はポンプ室端部、64はスクイズポンプ部である。また65に位置する部分を吐出ノズル60の上流側とする。ねじ溝56とハウジング52で形成される間隙部をポンプ室68とする。

【0121】図13(口)において、66はスリーブ53の吐出側端面67とその対抗面68との間の相対移動面に形成された、スラスト動圧シール(黒く塗りつぶした部分は溝部)である。スリーブの吐出側端面67とその対抗面68の間隙 δ は十分に狭く、実施例では $\delta=20\mu\text{m}$ に設定した。このスラスト動圧シール66によって、前記スリーブの吐出側端面67とその対向面の間には、流体を常に遠心方向に圧送するポンピング圧力が発生している。

【0122】

【表5】

パラメータ	記号	設定値
回転数	N	400rpm
溝深さ	hg	20 μm
半径	R0	5.0mm
	Ri	3.0mm
溝角度	α	30deg
グループ幅	bg	0.5mm
リッジ幅	br	1.5mm

【0123】(1) 間欠塗布がOFFの状態

この場合は、スリーブ53は回転状態を保っているが、ピストン51は停止($h=h_0$)している。このときねじ溝56により、ポンプ室端部63内の流体は吐出側に圧送する作用を受けている。しかし、前記スリーブの吐出側端面とその対向面間にも、スラスト動圧シール66によって流体を遠心方向に圧送するポンピング圧力が発生しているため、流体の吐出ノズル60側への流出は遮断される。

【0124】図14における曲線(イ)は、上記表5の条件下におけるスラスト動圧シールのシール圧力と隙間の関係の一例を示すものである。

【0125】この特性はスラスト面の外径、溝深さ、スパイラル角度、溝(グループ)と山(リッジ)の比、回転数、粘度等によって任意に選定できる。実施例では、間隙 $\delta=20\mu\text{m}$ のときには、 $P_s=0.2\text{kg}/\text{mm}^2$ 以上のシール圧力が発生するように、上記パラメータを設定した。

【0126】一方前述したように、ねじ溝ポンプの圧力と流量の関係も同様なパラメータによって選定できる。実施例では輸送量 $Q_q=0$ のとき、発生圧力 $P_r=0.2\text{kg}/\text{mm}^2$ となるように、溝形状、外径等を設定した。したがって、ピストン51が停止した状態では、流体の吐出は遮

断される。

【0127】(2) 間欠塗布がONの状態

ピストン端面とその対向面の隙間を、たとえば、 $h=h_0+\Delta h\sin\omega t$ で振動させる。すると、スクイズポンプ部64には、前述したように、極めて大きな正圧と負圧が交互に発生する。スクイズポンプ部64の容積が増大する負圧発生時には、そのスクイズポンプ部64と近接して隣合わせにあるスラスト動圧シール66の効用がなくなり、シール部66の圧力が大きく低下する。

10 【0128】その結果、ねじ溝56のポンピング作用により、流体はシール部66を経由して、スクイズポンプ部64に流入する。すなわち、ピストン51が上昇する $dh/dt>0$ の区間で、流体補給手段であるねじ溝から流体の供給を受ける。ピストン51が下降する $dh/dt<0$ の区間では、動圧シール、ねじ溝ポンプよりもはるかに大きなスクイズ圧力の発生により、流体は吐出される。

【0129】(3) 塗布状態がON→OFF、あるいはOFF→ONに移行する場合

20 スクイズ圧力と動圧シールの発生圧力は、時間遅れ要素を基本的にもたないために、吐出流体はすみやかに遮断、あるいは吐出開放がなされる。

【0130】また吐出ノズル60の開口部近傍の流体は、スラスト動圧シール66によって遠心方向のポンピング作用を受けているために負圧(大気圧以下)となる。この効果により、吐出ノズル60先端に残存していた流体は再びポンプ内部に吸引される。その結果、吐出ノズル60先端で表面張力による流体塊ができることはなく、糸引き、滴垂れが解消される。

30 【0131】以上、本発明の第2の実施例について述べたが、第1の実施例で導出したスクイズポンプの基礎式と、その理論解析結果から得られた知見は、本実施例と以降説明する他の実施例も含めて、そのまま適用可能である。

【0132】また、本実施例と既提案(特願2000-18889号)との違いは、スラスト動圧シール66を形成したスリーブ53を軸方向に移動させず、動圧シール66の間隙は常に一定である、という点である。本実施例では、スクイズポンプが動圧シールの発生圧力と比べて、はるかに大きな圧力が発生できる、という点を利用して、ピストンが移動するときのみ、動圧シールとねじ溝ポンプの「圧力の均衡条件」を破り、流体が吐出されるのである。

50 【0133】本実施例の場合の流体抵抗 R_{pl} は、吐出ノズル開口部61とスラスト動圧シールの外周部であるポンプ室端部63(相対移動面の外周部)の間の流体抵抗を示す。このように、ポンプ室から吐出ノズル開口部に至る流路の間に、狭い隙間(実施例では $\delta=20\mu\text{m}$)を介在する場合は、ピストン端面の流体抵抗 R_{p1} に、狭い通路の流体抵抗 R_{p2} を加えたものを流体抵抗 $R_p (=R_{p1}+R_{p2})$ と定義する。この場合、吐出量精度を確保すること

を目的として大きな R_p を得るためには、スラスト動圧シールの部分の流体抵抗 R_{p2} が十分大きければ、ピストン端面の隙間を狭くする必要はない。

【0134】後述するラジアル動圧シールの場合も同様で、ラジアル動圧シールの軸方向の流体抵抗を R_{p2} とする。また流体補給手段であるねじ溝ポンプ自身に大きな内部抵抗がある場合、同様にねじ溝ポンプの内部抵抗を加えて、流体抵抗 R_p を求めれば良い。

【0135】ピストン51は直線運動と回転運動の複合運動をさせる必要がなくなるために、回転する部材に電*10

$$\delta_{\min} > \phi d$$

【0138】同一の発生圧力に対して、より大きなギャップを得るためには、回転数を高くするか、スラスト溝66の半径を大きくかつ溝深さ、溝角度等に適切な値を選べば良い。スラスト動圧溝は、図13(ロ)で示したスパイラル形状以外に、たとえば、ヘリングボーン(魚の骨)と呼ばれているものを用いてもよい(図示せず)。

【0139】図15は本発明の第3の実施例を示し、スリーブの吐出側外周面とその対抗面との間の相対移動面にラジアル動圧シールを形成することにより、第2の実施例同様に、間欠塗布が行なわれない状態では、吐出ノズルからの流体の流出を遮蔽する効果をもたせた例である。

【0140】71はピストン、72はハウジング、73はスリーブである。ピストン71は軸方向駆動手段(矢印74)により、またスリーブ73は回転伝達手段(矢印75)により駆動される点は、第1、2の実施例と同様である。76はねじ溝、77は流体の吸入口、78は吐出ノズル、79は吐出ノズル78の開ロ部、80は塗布流体、81はポンプ室、82はスクイーズポンプ部である。また83に位置する部分を吐出ノズル78の上流側とする。

【0141】84はスリーブ73の吐出側の外周面とその対抗面との間の相対移動面に形成された、ラジアル動圧シール(黒く塗りつぶした部分は溝部)である。ねじ溝ポンプが発生する最大圧力以上のシール圧が得られるように、スリーブの外周面とその対抗面の間隙 δ は十分に狭く形成した。ピストン71が停止した状態では、このラジアル動圧シール84によるポンピング圧力よって、流体の流出が遮断される。

【0142】第2の実施例では、スリーブの端面に動圧シールを形成したため、その端面間の隙間の管理に、部材の軸方向の熱膨張などの影響を配慮する必要があった。しかし、この実施例では、スリーブの外周部分に動圧シールを形成しているために、動圧シール圧力を効果的に発生させるための隙間 δ の設定が容易となる。

【0143】図16は本発明の第4の実施例を示し、流体補給手段としてのねじ溝ポンプを省略し、外部に設置

*力を供給する必要がない。そのため固定側に圧電アクチュエータ等を設置して、ピストン51を駆動できる。その結果、ディスペンサー本体の全体構成を簡素化できる。

【0136】また微少粒子が含まれた蛍光体、接着材のような粉流体を塗布する場合は、ギャップ δ の最小値 δ_{\min} は微少粒子径 ϕd よりも大きく設定すればよい。

【0137】

【式22】

...

(13)

された圧力発生源を利用して、高圧の流体をディスペンサーに供給したものである。また第3の実施例同様に、間欠塗布が行なわれない状態では、スリーブの吐出側外周面とその対抗面との間の相対移動面にラジアル動圧シールを形成することにより、吐出ノズルからの流体の流出を遮蔽している。

【0144】151はピストン、152はハウジング、153はスリーブである。ピストン151は軸方向駆動手段(矢印154)により、またスリーブ153は回転伝達手段(矢印155)により駆動される点は、第1~3の実施例と同様である。156は流体シール、157は流体の吸入口、158は吐出ノズル、159は吐出ノズル158の開ロ部、160は塗布流体、161はポンプ室、162はスクイーズポンプ部である。また163に位置する部分を吐出ノズル158の上流側とする。

【0145】164はスリーブ163の吐出側の外周面とその対抗面との間の相対移動面に形成された、ラジアル動圧シール(黒く塗りつぶした部分は溝部)である。外部に設置された流体供給源の圧力を P_{s0} 、ラジアル動圧シール164によるポンピング圧力を P_s としたとき、 $P_s > P_{s0}$ となるように設定することにより、ピストン151が停止した状態で流体の流出が遮断される。

【0146】図17は本発明の第5の実施例を示し、第1~4の実施例とは逆に、中心軸を回転させて動圧シールを形成すると共に、この中心軸を収納するスリーブに、スクイーズ効果を発生させるための軸方向運動を与えた例である。また流体補給手段は、外部に設置された圧力発生源を利用している。

【0147】251は中心軸、252はハウジング、253はスリーブである。中心軸251は回転伝達手段(矢印254)により、またスリーブ253は軸方向駆動手段(矢印255)により駆動される。256はスリーブ253の弾性支持部、257は流体の吸入口、258は吐出ノズル、259は中心軸251の細径部、260はこの細径部259を収納する吐出側スリーブ、261は細径部259と吐出側スリーブ260の間に形成されたラジアル動圧シール(黒く塗りつぶした部分は溝部)である。262は塗布流体、263はポンプ室、2

40

50

64はスクイズポンプ部である。また細径部259と吐出側スリーブ260の開口部に位置する部分を吐出ノズルの上流側とする。

【0148】外部に設置された流体供給源の圧力を P_s 、ラジアル動圧シール261によるポンピング圧力を P_s としたとき、 $P_s > P_{s0}$ となるように設定することにより、スリーブ253が停止した状態で流体の流出が遮断されるのは第4の実施例と同様である。

【0149】本実施例では、動圧シール261を吐出ノズル258近傍に配置している。そのため長時間、流体の遮蔽状態を保ったままでも、流体の大気と接する界面の位置を吐出ノズル258近傍に保てることのできる。そのため、長時間停止後も、スムーズに塗布を開始できる。

【0150】流体補給手段を内蔵する場合は、たとえばねじ溝を中心軸251とスリーブ253の相対移動面に形成してもよい(図示せず)。

【0151】図18は、本発明の第6の実施例であるディスペンサ・ヘッドを示し、狭い隙間を保って隙間方向に壁面を相対移動させる手段に、電磁歪素子である圧電素子を用いた場合を示す。この圧電素子以外には、たとえば積層型超磁歪などを用いても良い。

【0152】300は圧電素子、301は振動板、302はポンプ室、303は基台、304は吐出ノズル、305、306は吸入口、307は振動板上に突出して形成されたピストン部、308は吐出ノズルの上流側、309はピストン外周部である。外部に設置された流体補給手段(図示せず)により、吸入口305、306を通して加圧流体がポンプ室302に供給される。

【0153】従来のインクジェット方式(図21)と形態はよく似ているが、大きく異なるのは、圧力の発生原理である。従来のインクジェット方式が流体の圧縮性を利用しているのに対して、本実施例ではピストン部307の端面とその対向面間に発生するスクイズ効果を利用している。従来のバブルジェット(登録商標)方式などに対して、「スクイズ・ジェット方式」とも言うべき新方式である。

【0154】そのため、1ドット当りの塗布量が流体の粘度、塗布時間の影響を受けにくいという点は、既に記述した実施例と同様である。

【0155】また、吐出ノズルの上流側308とピストン外周部309間の流体抵抗を R_p 、吐出ノズル抵抗を R_n としたとき、2つの流体抵抗の比： R_p/R_n を十分大きく設定すれば、吐出ノズル抵抗の影響をほとんど受けない。

【0156】ピストン部307とその対向面間に発生する圧力は、(7)式から隙間 h_0 の3乗に逆比例する。したがって、隙間 h_0 を十分に小さくすれば、ピストン部307の外径を小さくしても、大きなスクイズ圧力を発生できる。但し、大きな圧力が発生する個所はこのピ

ストン部307だけである。従来インクジェット方式(図22)が、振動板(図22の402)全体でなだらかな分布を持つ流体圧力を受けるのに対して、本発明の上記実施例では、図18(イ)で示すように、ピストン部307の狭い面積の突出部が鋭敏なエッジを有する流体圧を受けるのである。振動板上の圧力を面積分した値が圧電素子全体の負荷であるため、本実施例のディスペンサ・ヘッドでは、極めて高い発生圧が得られるにもかかわらず、圧電素子が受ける負荷は小さい。

【0157】また本ディスペンサ・ヘッドでは、高い圧力が発生する個所は吐出口近傍だけであるため高粘度流体を微少塗布できる。パイモレフ型(薄板)の圧電素子は発生荷重に限界があり、従来のインクジェット方式では、高粘度流体の塗布は困難であった。本発明により、従来インクジェット方式の大幅な性能改善が図れるだけでなく、電磁歪素子で駆動される超小型ヘッドの新たな用途が開ける。

【0158】また振動板とその相対移動面に形成するピストン部の突出部は、相対移動面のいずれに形成してもよいが、実施例のごとく、振動板301側に形成した場合、ピストン部端面の全面の間隙は、圧電素子の変形に対して常に平行状態を保つことのできる。そのためより効果的にスクイズ圧力を発生できる。

【0159】図19は、本発明の第7の実施例を示し、前述した第6の実施例をさらに改良したものである。

【0160】350は圧電素子、351は振動板、352はポンプ室、353は基台、354は吐出ノズル、355、356は吸入口、357は振動板上に突出して形成されたピストン部、358は吐出ノズルの上流側、359はピストン外周部、360は基台353の一部に形成された弾性変形部、361は補強板、362はスクイズポンプ部、362は流体補給手段であるポンプ、363は配管である。

【0161】ポンプ室352を構成する壁面の一部に、弾性変形部を設けることにより、スクイズ圧力の発生源であるピストン部357の境界部(ピストン外周部359)の変動圧力を平滑化できる。すなわちスクイズ圧力の影響を受けて変動するポンプ室352の圧力変動を平滑化するアキュムレータの効果が得られる。その結果、図19(イ)で示すごとく、ピストン部357以外の圧力変化がなくなり、圧電素子の負荷を一層軽減できる。また吐出量精度を一層安定化できる。圧力変動を平滑化する方法としては、壁面を弾性変形させる以外にどのような手段でもよい。

【0162】図20は、本発明を適用したディスペンサ全体の具体的な実施の形態を示し、中空の外周軸に貫通した中心軸に軸方向駆動手段を与えた場合の構成を示す。

【0163】100は第1のアクチュエータであり、超磁歪素子、圧電素子、電磁ソレノイド等を用いる。実施例

10

20

30

40

50

では、応答性に優れ、高いレスポンスと大きな発生荷重の得られる積層型の圧電アクチュエータを用いた。

【0164】101は第1のアクチュエータである圧電アクチュエータ100によって軸方向に駆動されるピストンである。前記第1のアクチュエータは、上部シリンダ102の内部に配置されている。103は第2のアクチュエータとしてのモータであり、ピストン101を収納するスリーブ104と中間シリンダ105の間に相対的な回転運動を与えるものである。106はモータ103のロータ、107はステータである。

【0165】108はスリーブ104の外表面に形成された流体を吐出側に圧送するためのねじ溝である。このスリーブ104と下部シリンダ109の間で、スリーブ104と下部シリンダ109の相対的な回転によってポンピング作用を得るためのねじ溝ポンプ室110を形成している。

【0166】また下部シリンダ109には、ねじ溝ポンプ室110と連絡する吸入孔111が形成されている。112は下部シリンダ109の下端部に装着された吐出ノズルであり、中心部に吐出孔113が形成されている。114は前記スリーブの吐出側スラスト端面である。115、116はスリーブ104を支持する玉軸受である。たとえば、前記スラスト端面とその対向面の間隔を十分に狭く設定し、ねじ溝108が発生できる最大圧力以上のシール圧力が発生できる動圧スラストシールを形成すれば、ピストン101が停止した状態で、吐出流量を遮断できる（動圧スラストシールは図示せず）。

【0167】また、117はピストンの上部に設けられたフランジ部、118は圧電アクチュエータ100に設けられた円盤部、119はピストン100の軸方向位置を検知するための変位センサー、120はフランジ部117を軸方向に弾性変形させるために形成されたヒンジ部である。圧電アクチュエータ100には、ヒンジ部の弾性変形によって、適度な予圧が加わるように、各部材の寸法が決められている。

【0168】以上、本発明のすべての実施例に、理論解析から得られた新たな知見、たとえば、 R_p/R_n と流量精度の関係、吐出流量を安定化するために流量補給手段に要求される条件、流量を最大化する r_i/r_o の条件などが適用できる。

【0169】

【発明の効果】本発明を用いた流体回転装置により、次の効果が得られる。

1. 従来エア式、ねじ溝式では困難だった超高速応答の間欠塗布ができる。
2. 吸入口から吐出通路に至る流路を常に非接触にできるため、従来のインクジェット方式では困難だった微粒子が混合した粉粒体に対応できる。
3. ディスベンサー本体をシンプルな構成にできる。
4. さらに以下示す特徴を、本発明のディスベンサは合

わせ持つことができる。

【0170】①高粘度流体の高速塗布ができる。

【0171】②超微量を高精度で吐出できる。

【0172】③糸引き、液ダレが防止できる。

【0173】本発明を例えばPDP、CRTディスプレイの蛍光体塗布、表面実装のディスベンサー等に用いれば、その長所をいかに発揮でき、効果は絶大なものがある。

【図面の簡単な説明】

10 【図1】本発明の第1の実施例のモデル図

【図2】スクイーズポンプ部の寸法関係を示す図

【図3】吐出ノズル上流側の圧力特性の解析結果のグラフ

【図4】周期が異なる場合の、吐出ノズル流量特性を比較した解析結果のグラフ

【図5】スクイーズポンプの等価電気モデルを示す図

【図6】内部抵抗をパラメータとして、1ドット当りの総吐出量と吐出ノズル抵抗の関係を示す図

20 【図7】1ドット当りの総吐出量と吐出ノズル抵抗の関係を比較する図

【図8】総吐出量の変動率： ξ と R_p/R_n の関係を示すグラフ

【図9】時間に対するピストン変位の一例を示す図

【図10】ねじ溝ポンプの流量と圧力の関係を示す図

【図11】圧力と R_i/R_o の関係を示すグラフ

【図12】流量と R_i/R_o の関係を示すグラフ

【図13】(イ)は本発明の第2の実施例の正面断面図(ロ)は同軸の端面を示す図

30 【図14】(a)は第2の実施例におけるスラスト動圧シールの圧力と隙間の関係を示す図(b)は同グラフ

【図15】本発明の第3の実施例のモデル図

【図16】本発明の第4の実施例のモデル図

【図17】本発明の第5の実施例のモデル図

【図18】(イ)は本発明の第6の実施例における圧力分布のグラフ(ロ)は同実施例のモデル平面図(ハ)は同実施例のモデル正面図

【図19】(イ)は本発明の第7の実施例における圧力分布のグラフ(ロ)は同実施例のモデル平面図(ハ)は同実施例のモデル正面図

40 【図20】本発明の具体的な実施の形態によるディスベンサーを示す正面断面図

【図21】従来の圧電素子によるインクジェットのヘッドのモデル図

【図22】超磁歪素子を用いた噴射装置の従来考案例を示す図

【図23】従来のエアバルス方式ディスベンサーを示す図

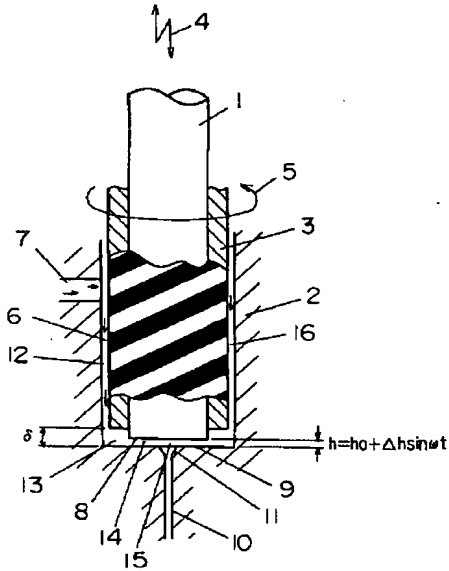
【符号の説明】

8, 9 相対移動する2面

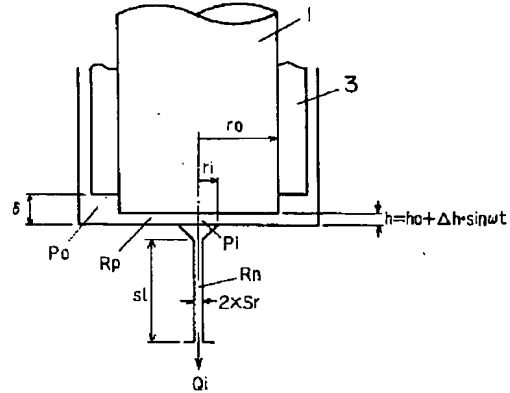
50 6 流体補給手段

10 吐出口

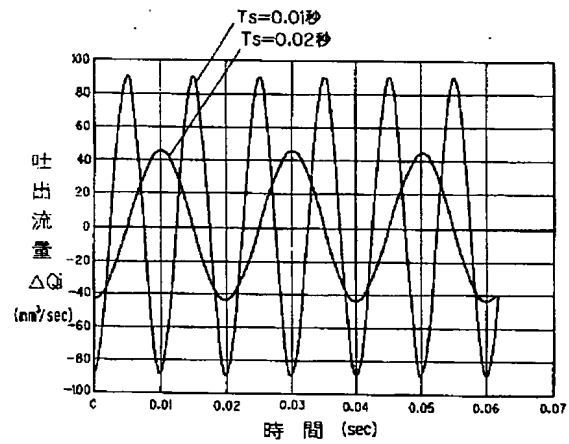
【図1】



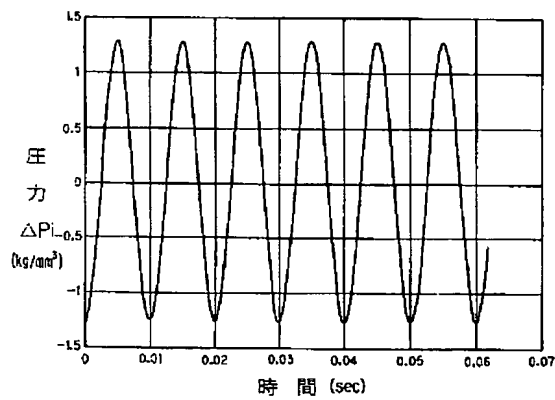
【図2】



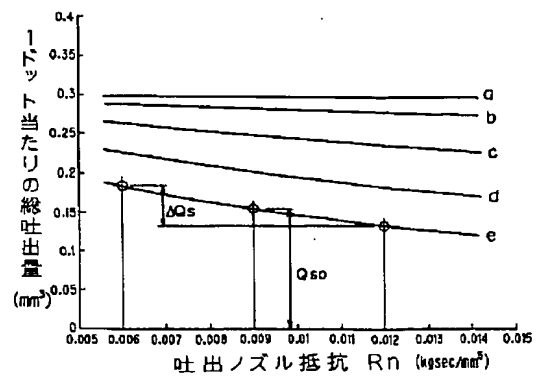
【図4】



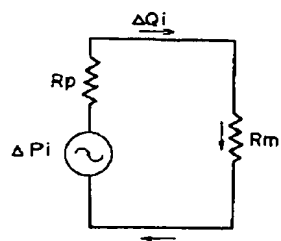
【図3】



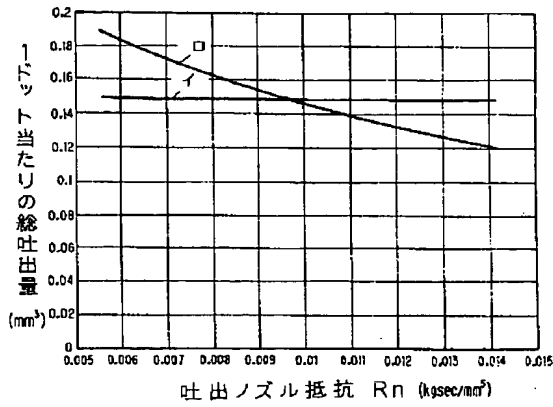
【図6】



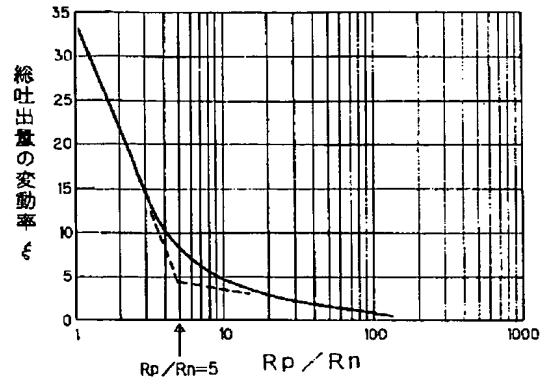
【図5】



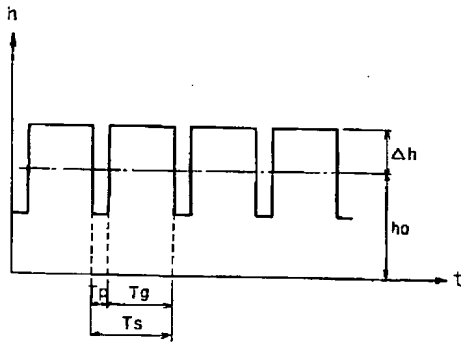
【図7】



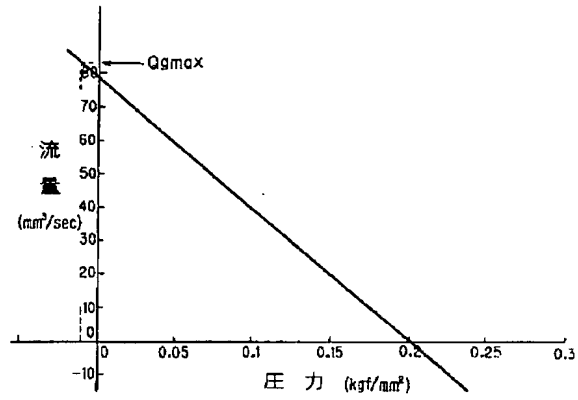
【図8】



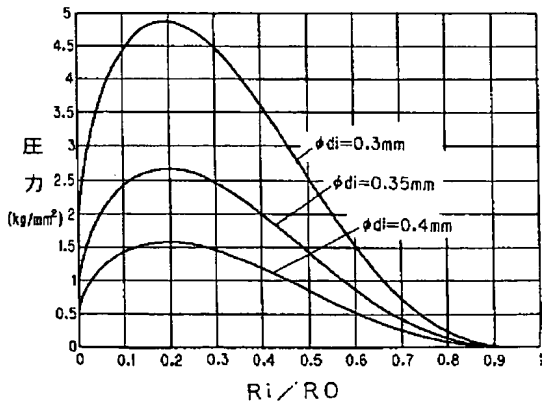
【図9】



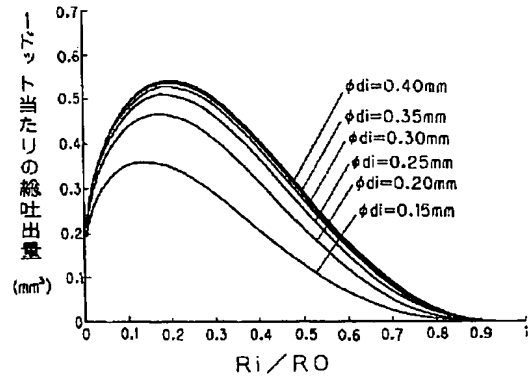
【図10】



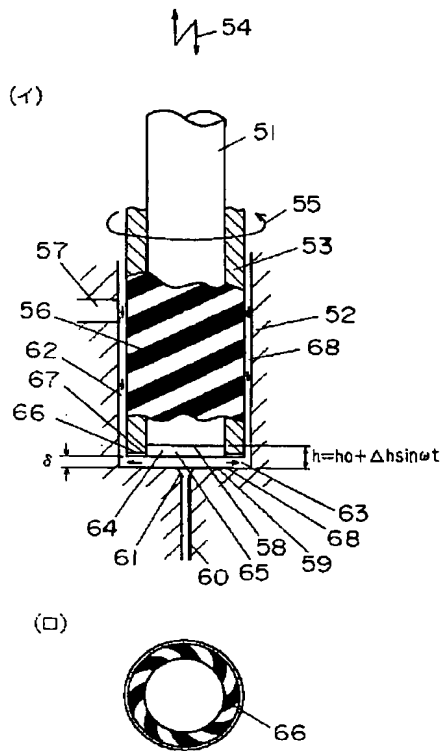
【図11】



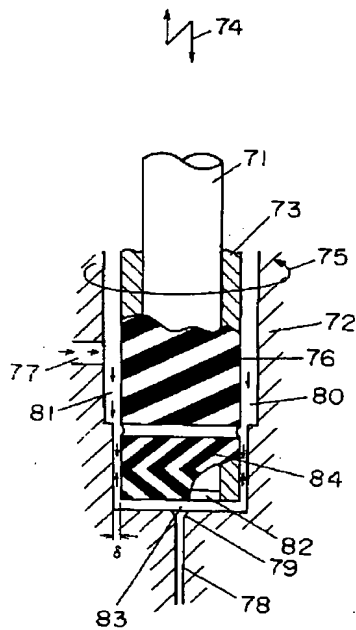
【図12】



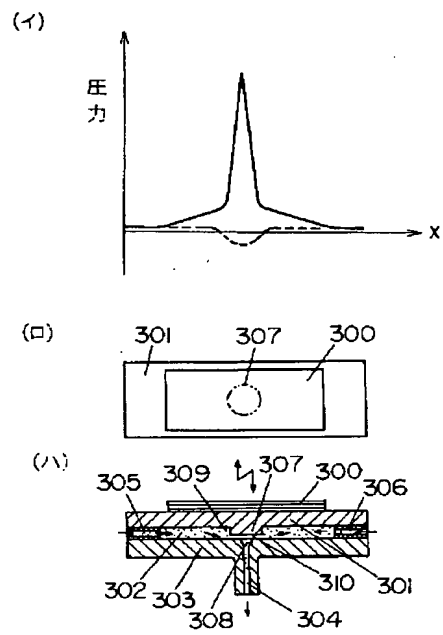
【圖 13】



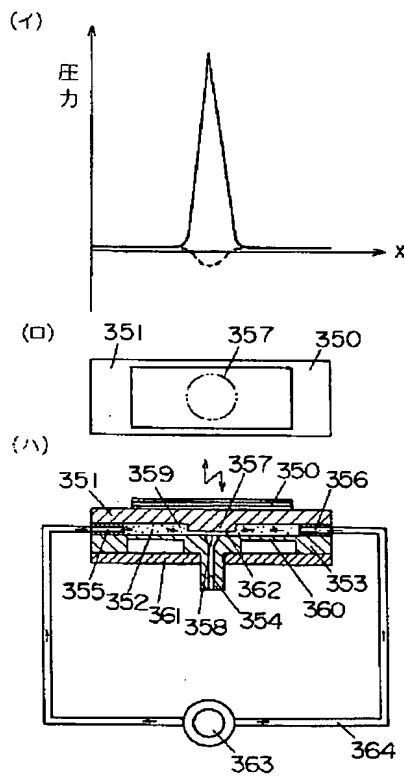
【圖 15】



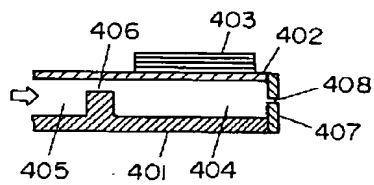
【図18】



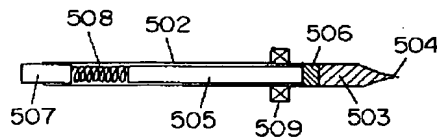
【図19】



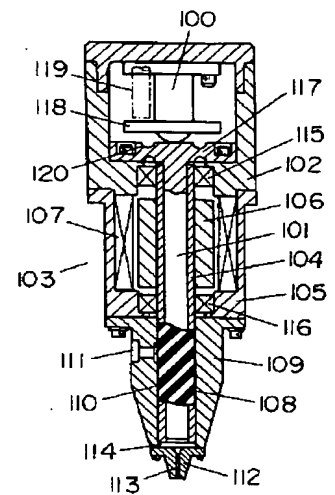
【図21】



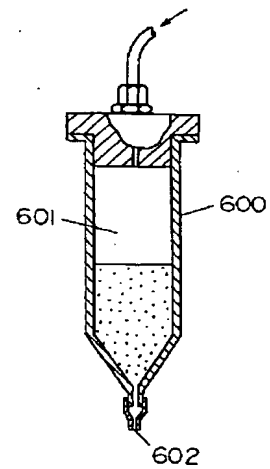
【図22】



【図20】



【図23】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターマコード (参考)

B 4 1 J 2/055

F ターム (参考) 2C057 AF01 BA07 BA14

4D075 AC01 AC04 AC09 AC84 AC91

AC95 AC96 DC15 DC22 DC24

EA31

4F041 AA04 AA05 AA06 AB01 BA02

BA34

4F042 AA06 AA07 BA06 BA08 BA12

BA15 CB02 CB07